

О.Ж. Рабат<sup>1</sup>, С.В. Лу<sup>1</sup>, А.Н. Салманова<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Казахская автомобильно-дорожная академия им. Л.Б. Гончарова,  
г. Алматы, Казахстан

<sup>2</sup>Екибастузский инженерно-технический институт им. академика К. Сатпаева,  
г. Екибастуз, Казахстан

## ОПРЕДЕЛЕНИЕ ХАРАКТЕРИСТИК ДРОБИЛКИ С ЦИКЛОИДАЛЬНЫМ ДВИЖЕНИЕМ РАБОЧИХ ОРГАНОВ ПУТЕМ НАТУРНЫХ ЭКСПЕРИМЕНТОВ

---

**Аннотация.** Приведены экспериментальные исследования характеристик дробилки со сложным циклоидальным движением рабочих органов. Задача исследования - ситовой анализ полученного продукта (щебня) и определение оптимальных оборотов рабочих органов (валков) для получения качественного кубообразного щебня. Зерновой состав материала на входе дробилки и на выходе после дробления определялся с помощью ситового анализа. Забор каменного материала для дробления производился после отсева зерен меньше 45мм, через лоток подавался в приемную воронку экспериментальной дробилки. Расход каменного материала задавался при помощи регулировки подачи материала с замером веса партии. Щебень на экспериментальной дробилке, собирался в измерительный ящик, при этом время работы фиксировалось при помощи секундомера. Частота вращения рабочих органов синхронизировалась с помощью «частотника» - регулятора числа оборотов двигателя и проверялась техометром.

**Ключевые слова:** валковая дробилка, убообразный щебень, зерновой состав, сложное (циклоидальное) движение, удельная энергоемкость, производительность дробилки, производство щебня.

• • •

**Түйіндеме.** Жұмыста жұмыс органдарының күрделі циклдік қозғалысы бар кроссордың сипаттамаларын эксперименталды зерттеу. Зерттеудің мақсаты - алынған өнімнің (қиыршық тас) іріктеу талдауы және сапалы текше қиыршық тас алу үшін жұмыс органдарының оңтайлы жылдамдығын анықтау. Ұсақтағыштың кірістегі материалдың астық құрамы және ұсақтағыштан кейін шығуда електен талдау жүргізіледі. Тас материалы жайылымнан кейін 45 мм-ден аз болғаннан кейін және ұнтақты ұсақтағыштың қабылдайтын шұңқырына жіберілген науа арқылы ұнтақтау үшін жиналды. Тас ма-

териалының шығыны материалдың берілуін партияның салмағы бойынша түзету арқылы белгіленді. Эксперименталды ұсақтағышқа ұсақталған материал өлшенетін қорапта жиналды, ал жұмыс уақытының секундомерімен белгіленді. Жұмыс органдарының айналу жиілігі қозғалтқыш жылдамдығын реттегіш және термометрмен тексерілген «частотник» көмегімен үндестірілді.

**Түйінді сөздер:** роликті ұнтақтаушы, ұсақталған қиыршық тас, астық құрамы, күрделі (циклоидалық) қозғалыс, нақты энергия, ұсатқыш өнімділігі, қиыршық тас өндірісі.

• • •

**Abstract.** The paper presents experimental studies of the characteristics of a crusher with a complex cycloidal movement of working organs. The objectives of the study are a sieve analysis of the obtained product (crushed stone) and the determination of the optimal speed of the working bodies (rolls) to obtain a qualitative cubic crushed stone. The grain composition of the material at the inlet of the crusher and at the outlet after crushing is determined by means of a sieve analysis. The stone material was collected for crushing after grazing was less than 45 mm and through a tray fed into the receiving funnel of the experimental crusher. The flow rate of the stone material was set by adjusting the material feed with the weight of the batch. The material after crushing (crushed stone) on an experimental crusher was collected in a measuring box, while the crusher's working time was fixed with a stopwatch. The frequency of rotation of the working organs was synchronized with the help of a "chastotnik" - the regulator of the engine speed and checked by a thermometer.

**Key words:** roller crusher, cubed crushed stone, grain composition, complex (cycloidal) motion, specific energy, productivity, performance crusher, production of crushed stone.

**Введение.** Дробление (измельчение) материалов при производстве строительных материалов, таких как гравий, щебень, песок и др. является одной из наиболее масштабных, энергоемких и вследствие этого, дорогостоящих технологических операций. Поэтому дальнейшее совершенствование дробильного оборудования, направленное на снижение его удельной энерго- и металлоемкости, поиск наиболее эффективных и экономически целесообразных способов дробления имеет важное народнохозяйственное значение, особенно в настоящее время в связи с интенсивным строительством автомобильных и железных дорог, зданий и сооружений.

В литературе по кинематике и дизайну механизма определены три задачи, для которых обычно разрабатываются и используются механизмы сцепления, а именно: генерация функций, генерация движения, которая также известна как наведение твердого тела и генерация пути [1-3]. Еще в 1955 году Фрейденштейн, который считается отцом современной кинематики механизмов и машин, представил аналитический метод проектирования четырех барьерного планетарного механизма генерации функций [4]. Wang представил исследование по синтезу механизмов плоской связи для управления твердым телом [5]. Интересный дизайн и применение плоского четырех барьерного механизма для генерации пути был сообщен Сунгом и Ву [6]. В целом, использование механизмов сцепления связано с передачей и преобразованием движений и сил.

Щековая дробилка является примером применения плоской связи, которая разработана и используется для передачи и преобразования движений, она также предназначена передавать, трансформировать и применять большие силы, необходимые для раздавливания твердых пород путем сжатия. Поэтому важно понимать характеристики передачи усилия механизма щековой дробилки и использовать их в конструкциях других дробилок. Сегодня наиболее часто используемыми типами щековых дробилок являются одиночные переключатели и двойные переключатели. Оригинальная двойная щековая дробилка была разработана Эли Уитни Блейком в 1857 г. (США) [7]. Движение качающейся челюсти в дробилке таково, что она прикладывает почти исключительно сжимающую силу к раздавленному материалу. Это минимизирует износ на дробящих поверхностях челюстей и делает двойную щелевую дробилку подходящей для дробления высоко абразивных и очень твердых материалов. Даже сегодня дробилку Блейка с некоторыми незначительными улучшениями всё ещё можно найти в шахтах и карьерах по всему миру.

Конструкция, разработанная в период 1920-1950-х гг., представляет собой более легкую дробилку [7]. Её качающаяся челюсть двигается по эллиптической траектории, образуя сжатие и силу трения на раздавливаемый материал. Такое силовое воздействие улучшает пропускную способность устройства, но оно также приводит к быстрому износу дробящих поверхностей челюстей. Тем не менее, щековая дробилка с одиночным переключением имеет более низкую

стоимость по сравнению с дробилкой двойного переключателя. Усовершенствование материала и дизайна сделали единственную щелевую дробилку более распространенной сегодня в качестве первичной дробилки в карьерах [8]. Согласно К.Расселу [9], в 1999 г. продажи единственной дробилки с переключением челюстей превысили показатели дробилки с двойным переключением в девять раз.

Со временем некоторые исследователи обратились к статическому силовому анализу механизма двойной щековой дробилки. Интересно исследование Хама и др. [10], который выполнил статический анализ, чтобы определить момент поворота ввода, который требуется для преодоления сопротивления раздавливанию измельченного материала. Для проведения анализа использовался графический метод.

При обсуждении связей Г.Х.Мартин [11] показал механизм двойного переключения щековой дробилки в качестве примера машины, которая использует эффект переключения, чтобы получить большую выходную силу, действующую на короткое расстояние, но при этом не был выполнен статический анализ силы механизма.

В более общем плане Линь и Чанг [12] рассмотрели вопрос о силовой трансмиссивности в механизмах плоской связи. Был получен и предложен индекс силы пропускания (FTI), который означал путь потока мощности от входного соединения к выходному соединению. Они также рассчитали коэффициент эффективной силы (EFR) как отношение суммы фактической мощности, передаваемой в каждом из соединений на пути потока мощности, к сумме максимально возможной мощности, которая может передаваться по одному и тому же пути потока мощности. Затем они получили FTI как произведение EFR и механическое преимущество механизма, тем самым принимая во внимание влияние внешней нагрузки, действующей на механизм. Сравнив свои результаты с другими показателями силовой трансмиссивности, такими как матричный метод Якоби [13] и индекс совместных сил (JFI) [14], они обнаружили, что их FTI является более точным. Кроме того, матричный метод Якоби не учитывал влияние внешней нагрузки, тогда как JFI не рассматривает путь потока мощности в механизме. Метод, используемый Лин и Чангом [12], включает в себя анализ статической силы и определение скоростей на стыках в пути потока мощности.

В данной статье представлен статический и экспериментальный анализ силы механизма односторонней дробилки с циклоидальным движением рабочих механизмов. В результате анализа получается, что характеристику передаточного соотношения силы можно рассматривать как механическое преимущество дробилки. Это соотношение можно применять в качестве критерия для сравнения различных механизмов валковой дробилки при выборе наиболее подходящей конструкции для использования.

Разработанная дробилка с циклоидальным движением рабочих органов (валков) по устройству приближается к обычной валковой дробилке, а по принципу работы к щековой (а.с.№ 87163 Рабат О.Ж., пат. РК №29666 «Валковая дробилка») (рис. 1). Эффективность работы дробилки повышается за счет циклоидального (планетарного) движения валков с многогранным профилем, которые позволяют при циклическом изменении объема камеры дробления, обеспечивать постоянство ширины разгрузочной щели, максимальную производительность и заданную крупность конечного продукта дробления кубообразной формы.



Рис. 1 Дробилка

**Цель работы** – проверка работоспособности дробилки с циклоидальным движением рабочих органов, ситовой анализ полученного продукта (щебня) и определение оптимальных оборотов валков для получения качественного кубообразного щебня.

**Методы исследований.** Теоретические формулы по определению параметров дробилки с циклоидальным движением рабочих

органов дают лишь приближенное представление о них. Чтобы получить и проверить более точные расчетные данные, необходимо пользоваться результатами экспериментальных исследований технологических параметров. В работе представлены схема конструкции экспериментальной дробилки с циклоидальным движением рабочих валков (рис. 2), и общий вид дробилки (рис. 3) [15].

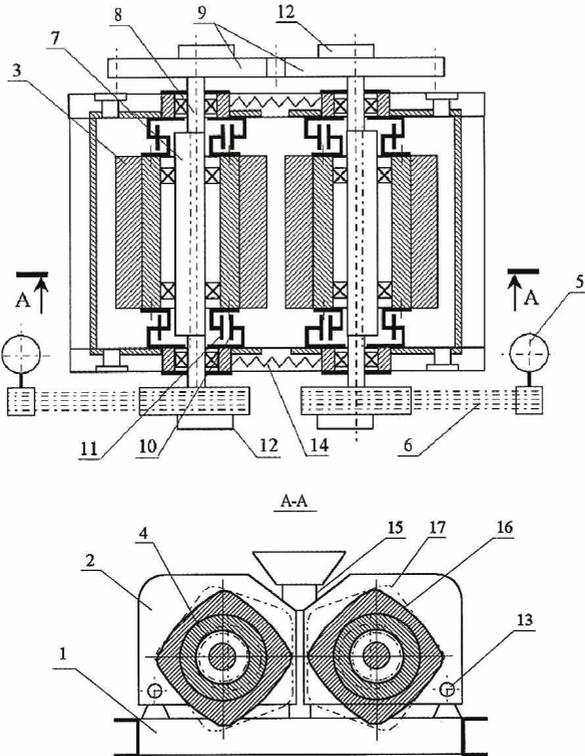


Рис. 2 Схема конструкции дробилки

- 1 - рама; 2 - блок; 3 - дробящая плита; 4 - ступица; 5 - электродвигатель; 6 - клиноременная передача; 7 - водило; 8 - приводной эксцентриковый вал; 9 - зубчатые колеса; 10 - коронное колесо планетарного редуктора; 11 - сателлит; 12 - противовесы; 13 - шарнир; 14 - пружина; 15 - упор; 16 - многоугольник (сечение валка); 17 - гипотрохоида.



клиноременная передача:	
- передаточное отношение	2,6
планетарный механизм:	
- передаточное отношение от вала к сателлиту	4
8. Габаритные размеры, мм	
- длина	1030
- ширина	620
- высота	750
9. Масса, кг	390

Экспериментальная дробилка (рис.2) состоит из рамы 1 и двух одинаковых блоков 2, каждый из которых содержит четырехгранный валок, образованный дробящими плитами 3, закрепленными на ступице 4 и привод, включающий электродвигатель 5 и клиноременную передачу 6. Валки установлены с возможностью вращения на эксцентриках-водилах приводных эксцентриковых валов 8.

Валы кинематически связаны между собой зубчатыми колесами 9, обеспечивающими их встречное синхронное вращение. Кинематическая связь каждого из валков с приводом содержит планетарные редукторы, коронные колеса 10 которых, с внутренними зубьями жестко закреплены на корпусе блока 2, а сателлиты 11 жестко и соосно связаны со ступицей 4 валка [15].

Водило, выполнено в виде эксцентрика 7 вала, выполненного заодно с валом 8. Для уравнивания центробежных сил инерции вращающихся масс валков, валы 8 оснащены противовесами 12. Каждый из блоков 2 установлен на раме 1 на шарнирах с возможностью поворота вокруг их осей. Блоки связаны между собой через упругий элемент (пружину) и оснащены упорами.

Передаточное отношение от водила к сателлиту:

$$i_n = \omega_n / \omega_c = 4,$$

где  $\omega_n$  – угловая скорость водила (вала);

$\omega_c$  – угловая скорость сателлита.

Внешний контур поперечного сечения 16 каждого из валков представляет собой квадрат с выпуклыми сторонами, совпадающий с внутренней огибающей семейства эпитрохонд, описанного точками принадлежащими траектории движения всех вершин этого квадрата [15,16].

Траекторией движения всех вершин квадрата является одна и та же плоская кривая – гипотрохоида 17 в виде пятиугольника (рис.2). Радиус кривизны, а следовательно и захватывающая способность рабочих поверхностей четырехгранных валков такие же, как и у обычных цилиндрических валков с диаметром  $D$ . Причем габаритные размеры поперечного сечения четырехгранного валка примерно в 2 раза меньше диаметра  $D$  цилиндрического валка [15].

Дробилка работает следующим образом. При вращении приводных валов 8 сателлиты 11, обкатываясь внутри коронных колес 10, совершают планетарное движение - вращательное движение вокруг двух параллельных осей. Вместе с сателлитами 11 планетарное движение совершают и жестко связанные с ними валки, вращаясь навстречу друг другу. При таком движении ребра четырехгранных валков описывают поверхности в виде правильных пятиугольных призм, а грани валков (рабочие поверхности) перекатываются по этим поверхностям как по направляющим с некоторым скольжением.

Исходный материал подается в рабочее пространство (в камеру дробления) через загрузочную воронку и движется плоским потоком между валками. Грани валков накатываются симметрично с двух сторон на поток материала, сближаясь в области зоны дробления и расходясь в области зоны разгрузки. При сближении грани валков воздействуют на куски дробимого материала и измельчают их. Положение камеры дробления и разгрузочной щели циклически изменяется, перемещаясь по вертикали. Причем величина минимального зазора между валками (ширина разгрузочной щели) остается постоянной. При сближении ребер валков в рабочем пространстве до величины минимального зазора цикл дробления прекращается. Далее ребра валков перемещаются вертикально вниз, а затем расходятся в противоположные стороны. В это время следующая пара рабочих граней валков сближается в зоне дробления и цикл дробления повторяется. За один оборот валка происходит 4 цикла дробления [15,16].

При попадании в камеру дробления не дробимых предметов, например, металлических, возникают значительные реактивные силы, действующие на валки, а через них и на блоки 2. В результате действия этих сил на каждом из блоков создается момент относительно оси шарнира, стремящийся повернуть блок в сторону противополож-

ную направлению вращения вала. Когда величина этого момента станет больше величины результирующего момента от силы тяжести блока и усилия пружины относительно той же оси шарнира, блоки повернутся на некоторый угол. При этом ширина разгрузочной щели увеличится и не дробимый предмет пройдет между валками, т.е. через разгрузочную щель.

Ширина разгрузочной щели регулируется затяжкой или отпусанием пружин амортизаторов посредством гайки. *При этом, блоки поворачиваются вокруг оси шарниров на некоторый угол и тем самым достигается регулирование разгрузочной щели* (рис.2, 3).

**Методы исследования.** Экспериментальная дробилка была установлена на фундаментные блоки в лабораторном корпусе КАЗАДИ. Вначале были проведены испытания на холостом ходу без подачи каменного материала. Зерновой состав материала на входе дробилки и на выходе после дробления определялся с помощью ситового анализа.

Забор каменного материала для дробления (с определенной прочностью  $\sigma_{сж} = 80 \div 160$  МПа), производился после отсева зерен меньше 45 мм, и через лоток подавался в приемную воронку экспериментальной дробилки.

Расход каменного материала задавался при помощи регулировки подачи материала с замером веса партии. Полученный щебень, на экспериментальной дробилке собирался в измерительный ящик. Время работы фиксировалось при помощи секундомера.

Частота вращения рабочих органов синхронизировалась с помощью «частотника» - регулятора числа оборотов двигателя (INVERTER – частотный преобразователь 7.5 кВт), и проверялась тахометром.

**Результаты и обсуждения.** Получены данные испытания дробильной установки, представленные в табличном и графическом виде, где видно соотношение зёрен различной крупности (фракций), входящих в состав щебня и выраженное в процентах по отношению к весу испытуемой пробы (табл. 1-4, рис. 4-7). В результате эксперимента выявилось, что зерновой состав фракций, входящих в состав щебня находится в рекомендуемых пределах (СТ РК 1225-2003 т.3)

## Зерновой состава материала

## Каменный материал № 1

m-2007, 77г.

Наименование остатков	Размер сита, мм										
	20	15	10	5	2.5	1.25	0.63	0.315	0.16	0.071	<0/071
Частные остатки, г	526,63	872,62	148,89	291,5	90,91	18,42	29,39	18,57	6,63	2,21	2
Частные остатки, %	26,23	43,46	7,42	14,52	4,53	0,92	1,46	0,92	0,33	0,11	0,09
Полные остатки, %	26,23	69,69	77,11	91,63	96,16	97,08	98,54	99,46	99,79	99,91	100
Полные расходы	91,04	78,45	69,93	44,59	33,28	27,61	18,26	14,02	9,35	7,06	7,83
Пределы (СТ РК 1225-2003 т3)	90-100	75-100	62-100	40-50	28-38	20-28	14-20	10-16	6-12	4-10	

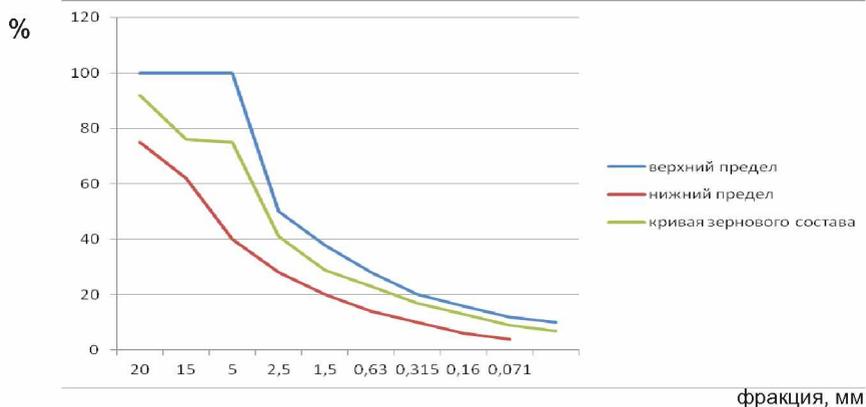


Рис. 4 Определение зернового (гранулометрического) состава фракций, входящих в состав щебня

Таблица 2 (к рис.5)

**Зерновой состава материала**

**Каменный материал № 2**

m-1922, 39г.

Наименование остатков	Размер сита, мм										
	20	15	10	5	2.5	1.25	0.63	0.315	0.16	0.071	<0/071
Частные остатки, г	510,5	860,15	300,13	450,70	26,35	10,15	10,21	13,14	3,14	4,15	2,25
Частные остатки, %	21,10	37,06	12,93	19,42	6,04	1,14	0,44	0,57	0,14	0,18	0,08
Полные остатки, %	21,10	58,16	71,09	90,51	96,55	97,69	98,13	98,7	98,84	99,02	100
Полные расходы	95,13	82,01	64,59	49,07	36,88	25,73	18,35	11,54	7,03	8,14	0
Пределы (СТ РК 1225-2003 т3)	90-100	75-100	62-100	40-50	28-38	20-28	14-20	10-16	6-12	4-10	

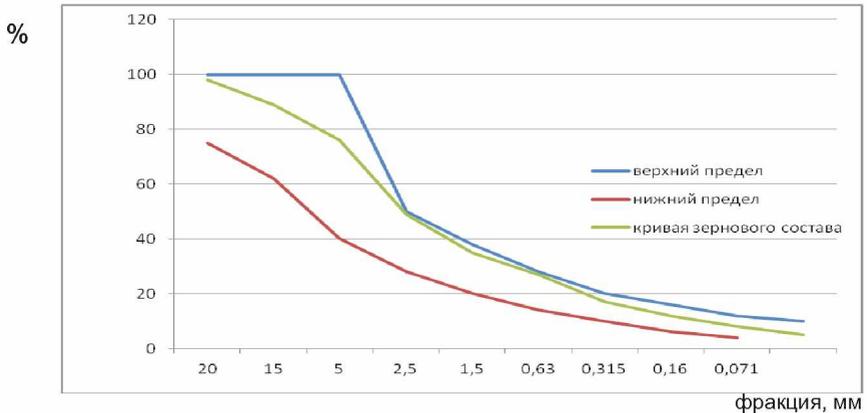


Рис. 5 Определение зернового (гранулометрического) состава фракций, входящих в состав щебня

## Зерновой состава материала

## Каменный материал № 3

m-2296, 26г.

Наименование остатков	Размер сита, мм										
	20	15	10	5	2.5	1.25	0.63	0.315	0.16	0.071	<0/071
Частные остатки, г	610,5	950,6	20,15	340,7	100,6	20,27	35,6	22,1	8,33	5,31	2,13
Частные остатки, %	26,59	41,4	8,72	14,84	4,38	0,88	1,55	0,96	0,31	0,23	0,14
Полные остатки, %	26,59	67,99	76,71	91,55	95,93	96,81	98,36	99,32	99,63	99,86	100
Полные расходы	98,21	89,14	76,36	49,54	35,76	27,12	17,82	12,33	8,56	5,44	0
Пределы (СТ РК 1225-2003 т3)	90-100	75-100	62-100	40-50	28-38	20-28	14-20	10-16	6-12	4-10	

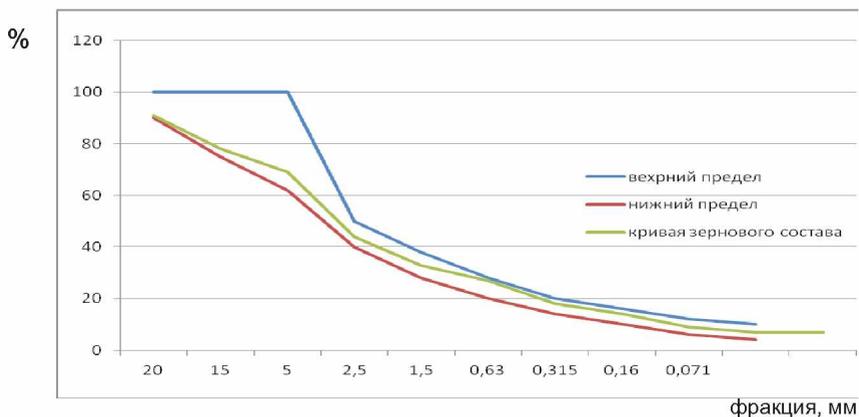


Рис. 6 Определение зернового (гранулометрического) состава фракций, входящих в состав щебня

Таблица 4 (к рис.7)

**Зерновой состава материала**

**Каменный материал № 4**

m-1922, 39г.

Наименование остатков	Размер сита, мм										
	20	15	10	5	2.5	1.25	0.63	0.315	0.16	0.071	<0/071
Частные остатки, г	407,1	815,65	211,45	347,58	103,16	16,45	7,35	9,21	1,86	1,45	1,13
Частные остатки, %	21,18	42,43	10,10	18,08	5,37	0,85	0,38	0,48	0,09	0,08	0,06
Полные остатки, %	21,18	63,61	73,71	91,79	97,16	98,01	98,39	98,87	98,96	99,05	100
Полные расходы	92,03	76,44	75,29	41,47	29,96	23,01	17,83	13,67	9,09	7,16	0
Пределы (СТ РК 1225-2003 т3)	90-100	75-100	62-100	40-50	28-38	20-28	14-20	10-16	6-12	4-10	

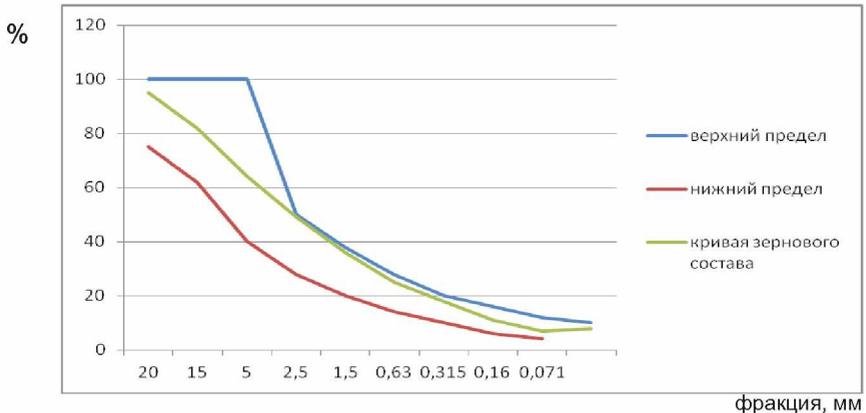


Рис. 7 Определение зернового (гранулометрического) состава фракций, входящих в состав щебня

На рис.8 представлена зависимость зернового состава фракций от числа оборотов валков при выходной щели 15 мм. Оптимальное число оборотов валков лежит в пределах 100-120 об/мин. Тогда выход щебня фракций 15мм составляет свыше 80% и аппроксимируется уравнением:

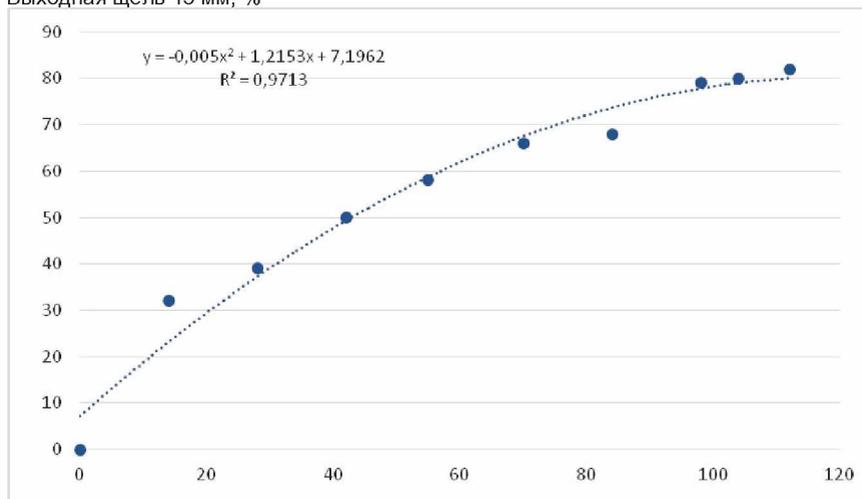
$$Y = 0,005x^2 + 1,215x + 7,196$$

Таким образом, проверена работоспособность экспериментальной дробилки. Установлено, что изделие соответствует паспортным данным и технической документации.

Ситовой анализ полученного щебня позволил установить, что зерновой состав фракций находится в пределах СТ РК 1225-2003 т.3.

В результате экспериментальных исследований определены оптимальные обороты валков для получения качественного кубообразного щебня - свыше 80%.

Выходная щель 15 мм, %



число оборотов валков, об/мин.

Рис. 8 Зависимость зернового состава фракций от числа оборотов валков

**Выводы.** Эксперименты подтвердили, что дробилка с циклоидальным движением рабочих органов и принцип действия, заложенный в основу конструкции работоспособна. Дробилка обеспечивает

получение качественного (кубовидного) щебня. Ситовой анализ полученного продукта (щебня) позволил установить, что зерновой состав фракций находится в пределах СТ РК 1225-2003 т.3. Оптимальное число оборотов валков лежит в пределах 100-120 об/мин.

### Список литературы

1. *Erdman G., Sandor G.N.* Mechanism Design: Analysis and Synthesis, vol. 1, Prentice-Hall, 1991.
2. *Norton R.L.* Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines, McGraw-Hill, 1992.
3. *Shigley J.E., Uicker J.J. Jr.* Theory of Machines and Mechanisms, McGraw-Hill Book Company, 1980.
4. *Freudenstein F.* "Approximate synthesis of four bar linkages," Transactions of the ASME, View at Google Scholar · View at MathSciNet, vol. 77, pp. 853–861, 1955.
5. *Wang Z., Yu H., Tang D., Li J.* "Study on rigid-body guidance synthesis of planar linkage," Mechanism and Machine Theory, View at Publisher · View at Google Scholar · View at MathSciNet · View at Scopus, vol. 37, no. 7, pp. 673–684, 2002.
6. *Soong R.C., Wu S.L.* "Design of variable coupler curve four-bar mechanisms," Journal of the Chinese Society of Mechanical Engineers, View at Google Scholar · View at Scopus, vol. 30, no. 3, pp. 249–257, 2009.
7. *Mular A.L., Doug N.H., Barrat D.J.* Mineral Processing Plant Design, Practice and Control: Proceedings, vol. 1, Society for Mining, Metallurgy and Exploration, 2002.
8. The Institute of Quarrying Australia, Technical Briefing Paper No. 6: Crusher Selection III, [Электронный ресурс]: [https://www.quarry.com.au/files/technical\\_papers/microsoft\\_word\\_-\\_technical\\_paper-no.6.doc.pdf](https://www.quarry.com.au/files/technical_papers/microsoft_word_-_technical_paper-no.6.doc.pdf).
9. *Carter Russell A.* "New Jaw Crushers are Reliable, Affordable and Transportable," Rock Products, 1999 [Электронный ресурс]: <http://www.rockproducts.com/index.php/features/51-archives/1240.pdf>.
10. *Ham C.W., Crane E.J., Rogers W.L.* Mechanics of Machinery, McGraw-Hill Book Company, 4th edition, 1958.
11. *Martin G.H.* Kinematics and Dynamics of Machines, McGraw-Hill, 2nd edition, 1982.
12. *Lin C.C., Chang W.T.* "The force transmissivity index of planar linkage mechanisms," Mechanism and Machine Theory, View at Publisher

· View at Google Scholar · View at MathSciNet · View at Scopus, vol. 37, no. 12, pp. 1465–1485, 2002.

13. *Denavit J., Hartenberg R.S., Razi R., Uicker J.J.* "Velocity, acceleration, and static-force analyses of spatial linkages," *Journal of Applied Mechanics*, View at Publisher · View at Google Scholar, vol. 32, no. 4, pp. 903–910, 1965.

14. *Holte J.E., Chase T.R.* "A force transmission index for planar linkage mechanisms," in *Proceedings of the ASME Mechanisms Conference*, 1994. pp. 377–386.

15. *Ли С.В., Рабат О.Ж., Салманова А.Н.* Дробильная машина со сложным движением рабочих органов. *Научный журнал «Znanstvena misel» №13, Ljubljana, Slovenia, 2017г. – С. 52-57.*

16. Патент №29666, Республика Казахстан: а.с. Республики Казахстан №87163. МПК В02С 4/28. Валковая дробилка. Р.А. Кабашев, С.В. Ли, О.Ж. Рабат, А.Р. Кабашев. Опубл. в БИ №3, 2015. – 5 с.

**Рабат О.Ж.**, доктор технических наук, профессор, e-mail: rabat747@mail.ru

**Ли С.В.**, доктор технических наук, профессор, e-mail: lee.sergei@list.ru

**Салманова А.Н.**, старший преподаватель, e-mail: alinak096@mail.ru